

## ⑫ 実用新案公報 (Y2)

平5-22666

⑬ Int. Cl. 5

F 16 G 5/18

識別記号 庁内整理番号  
C 7366-3 J

⑭ 公告 平成5年(1993)6月10日

(全10頁)

⑬ 考案の名称 伝動ベルト

⑭ 実 願 昭62-92838

⑬ 公 開 昭63-201248

⑭ 出 願 昭62(1987)6月18日

⑬ 昭63(1988)12月26日

⑬ 考案者 山田 一浩 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑭ 出願人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

⑭ 代理人 弁理士 宮内 利行

⑭ 審査官 橋本 康重

⑬ 参考文献 特開 昭61-211554 (JP, A)

1

2

## ⑭ 実用新案登録請求の範囲

断面円弧状の対向面で互いに接触して振動可能な1対の振動部材からなるロツカージョイントピンによって複数のリンクプレートを順次連結することによって無端状としたチェーンと、チェーンに組み付けられるテーパ断面付きの複数の摩擦プロツクと、からなる伝動ベルトにおいて、

振動部材の対向面の曲率半径が相違する2種類以上のロツカージョイントピンが用いられていることを特徴とする伝動ベルト。

## 考案の詳細な説明

## (i) 産業上の利用分野

本考案は、伝動ベルトに関するものである。

## (ii) 従来の技術

従来の伝動ベルトとしては、例えば特開昭59-200838号公報に示されるものがある。これに示される伝動ベルトは、複数のリンクプレートをピンによって順次連結した無端状のチェーンと、チェーンに取り付けられる摩擦プロツクと、から構成されている。チェーンは摩擦プロツクに設けられた窓部を貫通しており、チェーンのピンによって摩擦プロツクが所定位置に保持されるようにしてある。ピンとしては1対の振動部材を円弧状の対向面で互いに振動させるようにしたロツカージョイントピンが用いられている。

## (iii) 考案が解決しようとする問題点

しかしながら、上記のような従来の伝動ベルトには、伝動の際の騒音が大きいという問題点がある。すなわち、ロツカージョイントピンの振動部材はすべて同一の曲率半径の対向面を有しており、この対向面で振動するため伝動ベルトの周速が一定周期で変動する。このため、伝動ベルトがブーリに巻き付いて回転する際の騒音は、所定の周波数でレベルが高くなる。

なお、特開昭61-211554号公報には、リンクプレートの穴位置を不均一なものとすることによって伝動ベルトに不規則性を与え、周期性を減少させて騒音を低下させるようにした伝動チェーンが示されている。この場合には、騒音を低減することはできるものの、組み立てる際にリンクプレートの上下方向及び表裏方向の姿勢を不規則にする必要があり、自動的に組み立てる際にはリンクプレートを4つの姿勢で順次供給する必要があり、組立作業が複雑化するという問題がある。なお、リンクプレートをかき混ぜてランダムに取出すことによって順次供給されるリンクプレートに不規則性を与えることも考えられるが、リンクプレートが十分にかき混ぜられてない場合には十分な不規則性が与えられない可能性がある。

本考案はこのような問題点を解決することを目的としている。

## (iv) 問題点を解決するための手段

本考案は、リンクプレートを連結するロツカージョイントピンの揺動部材の曲率半径を2種類以上とすることにより上記問題点を解決する。すなわち、本考案による伝動ベルトは、ロツカージョイントピンとして揺動部材の対向面の曲率半径が相違する2種類以上のものが用いられている。

#### (a) 作用

ロツカージョイントピンの揺動部材の曲率半径が2種類以上設定されているため、伝動ベルトがブーリに巻き付く際の伝動ベルトの周速の変化の周期性が減少する。これにより所定の周波数の騒音ピークレベルが低下する。なお、ロツカージョイントピンとしては、2種類以上のものを用意しておき、これによって順次リンクプレートを連結していくべきよので組立作業も容易となる。

#### (b) 実施例

第1図に本考案の実施例の伝動ベルト50を示す。この伝動ベルト50は、両端に穴を有する複数のリンクプレート10と、リンクプレート10を順次連結するロツカージョイントピン12a, 12b, 12c, 12d……と、第1図中仮想線によつて示す複数の摩擦ブロック14とから構成されている。リンクプレート10は摩擦ブロック14の窓部を貫通しており、これにより摩擦ブロック14はリンクプレート10の動きを阻害しないようにリンクプレート10に保持されている。ロツカージョイントピン12aは2つの揺動部材12a<sub>1</sub>及び12a<sub>2</sub>から構成されており、揺動部材12a<sub>1</sub>及び12a<sub>2</sub>は互いに断面円弧状の対向面で揺動可能としてある。対向面の曲率半径は共にr<sub>1</sub>としてある。ロツカージョイントピン12bも基本的にはロツカージョイントピン12aと同様の構成であるが、揺動部材12b<sub>1</sub>及び12b<sub>2</sub>の対向面の曲率半径をr<sub>2</sub>としてある。同様にロツカージョイントピン12cは揺動部材12c<sub>1</sub>及び12c<sub>2</sub>の曲率半径をr<sub>3</sub>としてあり、またロツカージョイントピン12dは揺動部材12d<sub>1</sub>及び12d<sub>2</sub>の曲率半径をr<sub>4</sub>としてある。

このような伝動ベルト50は、第2図に示すように、2つのブーリ52及び54に巻き掛けられて使用される。ブーリ52及び54はそれぞれ固定円すい部材52a及び54aと可動円すい部材52b及び54bとを有しており、これにより互いに対面する円すい面32及び34と円すい面3

2'及び34'を形成している。摩擦ブロック14は左右両端部にブーリの円すい面32及び34、及び円すい面32'及び34'とそれぞれ接触するテープ断面を有している。

5 上述のように伝動ベルト50では、ロツカージョイントピン12a, 12b, 12c, 12d……の曲率半径r<sub>1</sub>, r<sub>2,3</sub>, r<sub>4</sub>……が相違しているため、所定の周波数成分の騒音ピークレベルが低下する。以下、これについて更に詳細に説明する。

10 第3図にリンクプレート、ロツカージョイントピンなどを簡略化して示す。なお、図中のα<sub>0i</sub>はロツカージョイントピン12aなどの曲率半径の中心位置とリンク中心線との偏心に対応した角度である。なお、r<sub>i</sub> × sinα<sub>0i</sub>は一定値となるように

15 設定してある。これにより第4図に示すように、リンクプレート10が直線状態となつた場合に張力の作用方向がリンクプレート10の中心線と平行になる。本実施例では、上述のように、r<sub>i</sub> × sinα<sub>0i</sub>が一定値となるように設定してあるが、もししr<sub>i</sub> × sinα<sub>0i</sub>が一定値でない場合には、第5図に示すように、リンク中心線に対して張力の作用方向が折れ線状となる（なお、実際には張力の作用方向が1直線になるので、リンク中心線が折れ線状となる）。

20 25 第3図でリンクプレート10<sub>1</sub>はブーリに完全に巻き付いているリンク、リンクプレート10<sub>2</sub>は巻き付き始めているリンクプレート、リンクプレート10<sub>3</sub>は巻き付いていないリンクプレートである。この場合にロツカージョイントピン12aのブーリ走行半径R<sub>1</sub>を算出する。第6図にロツカージョイントピン12aを拡大して示す。

βはリンクプレート10<sub>1</sub>とリンクプレート10<sub>2</sub>との交差角（リンクプレート中心線の成す角）、

30 35 点A<sub>1</sub>はリンクプレート10<sub>1</sub>とリンクプレート10<sub>2</sub>との中心線が1直線の場合の揺動部材12a<sub>1</sub>と揺動部材12a<sub>2</sub>との接点、

点B<sub>1</sub>は交差角βのときの揺動部材12a<sub>1</sub>と揺動部材12a<sub>2</sub>との接点、

40 点O<sub>1</sub>は揺動部材12a<sub>1</sub>の曲率半径の中心点、点C<sub>1</sub>は点B<sub>1</sub>から線分O<sub>1</sub>A<sub>1</sub>に下ろした垂線の足、

点Oはブーリの回転中心、R<sub>0</sub>は点Oと点A<sub>1</sub>との間の距離、

とする。

ここで、

$$\begin{aligned} B_1 C_1 &= (O, -r_1 \cdot \sin(\beta/2)) \\ C_1 A_1 &= (r_1(1 - \cos(\beta/2)), O) \\ O A_1 &= (R_0 \cdot \sin\theta, R_0 \cdot \cos\theta) \end{aligned}$$

とすると、

ロツカージョイントピン12aのブーリ巻き付  
き半径 $R_1 (=OB_1)$ は、

$$\begin{aligned} R_1 &= OB_1 = OA_1 + A_1 C_1 + C_1 B_1 \\ &= (R_0 \cdot \sin\theta, R_0 \cdot \cos\theta) \\ &\quad + (r_1(\cos(\beta/2) - 1), O) \\ &\quad + (O, r_1 \cdot \sin(\beta/2)) \\ &= (R_0 \cdot \sin\theta + r_1(\cos(\beta/2) - 1), \\ &\quad R_0 \cdot \cos\theta + r_1 \cdot \sin(\beta/2)) \\ &= R_0^2 + 4R_0 \cdot r_1 \cdot \sin(\beta/4) \\ &\quad \cdot \cos(\theta + \beta/4) + 4r_1^2 \cdot \sin^2(\beta/4) \end{aligned}$$

となる。

ここで、 $\beta$ と $\theta$ との関係は第7図から分かる  
おり、

$$\begin{aligned} \beta + (\pi/2 + \theta) + (\pi/2 - \alpha) &= \pi \\ \therefore \beta &= \alpha - \theta \end{aligned}$$

である。ただし、

$$\alpha = \sin^{-1}(P_0/2R_0)$$

$P_0$ はピッチ

ベルト周速は、

$$v = \omega \cdot R_1 \cdot \cos\theta$$

ただし $\omega$ はブーリ角速度で示される。 $R_1 \cdot \cos\theta$ の値は $r$ の値に応じて変化するので、ベルト周速 $v$ の変化の周期性が減少する。 $R_1 \cdot \cos\theta$ の値が $r$ の値に応じて変化することを示す計算結果を第8, 9及び10図に示す。これらは、ピッチ $P_0 = 8.00\text{mm}$ でリンクプレート個数90の伝動ベルトが軸間距離175mmのブーリに巻き付いている場合で計算したものである。

次に本考案による伝動ベルトによつて実際に騒  
音のピークレベルが低下したことを確認した実験  
結果を第11図に示す。これに使用した伝動ベル  
トは、 $r = 5, 8$ 及び $10\text{mm}$ の曲率半径の揺動部材

のロツカージョイントピンを不規則に配列したもの  
である。測定は、40km/hで平坦地を走行中の  
エンジンルーム内で行った。伝動ベルトかみ合い  
1次周波数は80デシベル程度であり、第12図に  
示す従来の伝動ベルトの場合（すべてのロツカ  
ージョイントピンの曲率半径が一定のもの）と比較  
して10デシベル程度ピークレベルが低下している  
ことがわかる。

#### (b) 考案の効果

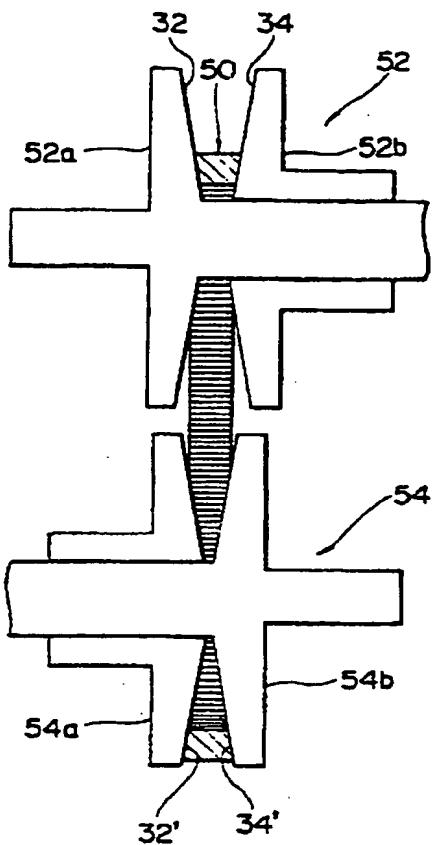
以上説明してきたように、本考案によると、ロ  
ツカージョイントピンの揺動部材の曲率半径を2  
種類以上としたので、騒音のピークレベルを低下  
することができる。また、複数のロツカージョイ  
ントピンを順次組み付けていけば、伝動ベルトに  
不規則性を与えることができる。リンクプレ  
ートの上下裏表の姿勢を制御して組み立てる場合  
と比較して、組み立て作業が簡略化される。

#### 図面の簡単な説明

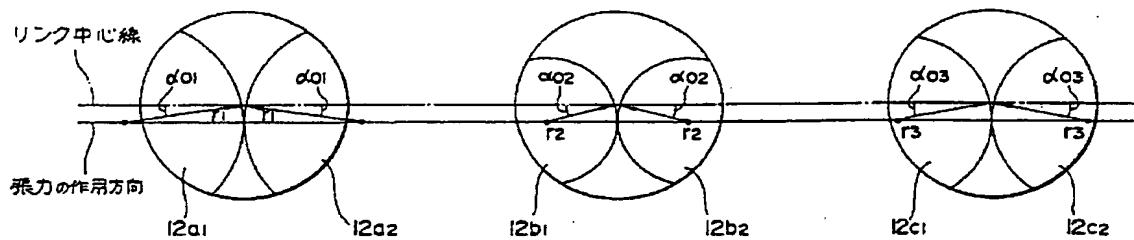
第1図は本考案の実施例の伝動ベルトを示す  
図、第2図は伝動ベルトをブーリに巻き掛けた  
状態を示す図、第3図はピン及びリンクプレートの  
位置関係を示す図、第4図はリンクプレートを直  
線とした場合の状態を示す図、第5図は曲率半径  
の設定が適切でない場合のロツカージョイントビ  
ンの状態を示す図、第6図はロツカージョイント  
ピンの部分を拡大して示す図、第7図はブーリ中  
心に対するロツカージョイントピンの状態を示す  
図、第8, 9及び10図はそれぞれ $r$ に対する  
 $R_0 \cdot \cos\theta$ の計算結果を示す図、第11図は本考  
案の伝動ベルトを用いた場合の騒音レベルを示す  
図、第12図は従来の伝動ベルトの騒音レベルを  
示す図である。

10.....リンクプレート、12a, 12b, 1  
2c, 12d.....ロツカージョイントピン、12  
a<sub>1</sub>, 12a<sub>2</sub>, 12b<sub>1</sub>, 12b<sub>2</sub>, 12c<sub>1</sub>, 12c<sub>2</sub>,  
12d<sub>1</sub>, 12d<sub>2</sub>.....揺動部材、14.....摩擦プロ  
ック。

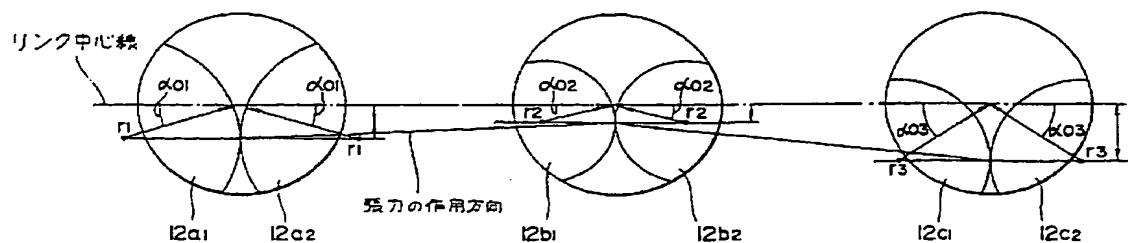
第2図



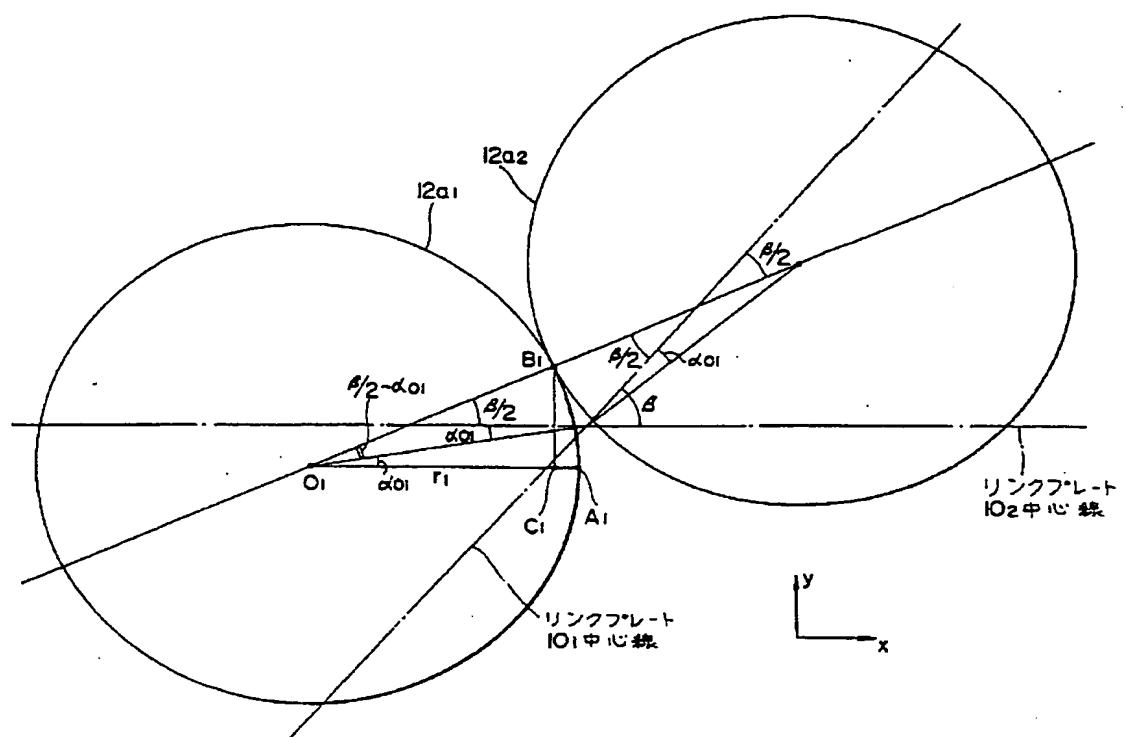
第4図

 $(r_i \sin \alpha_{0i} = \text{定時})$ 

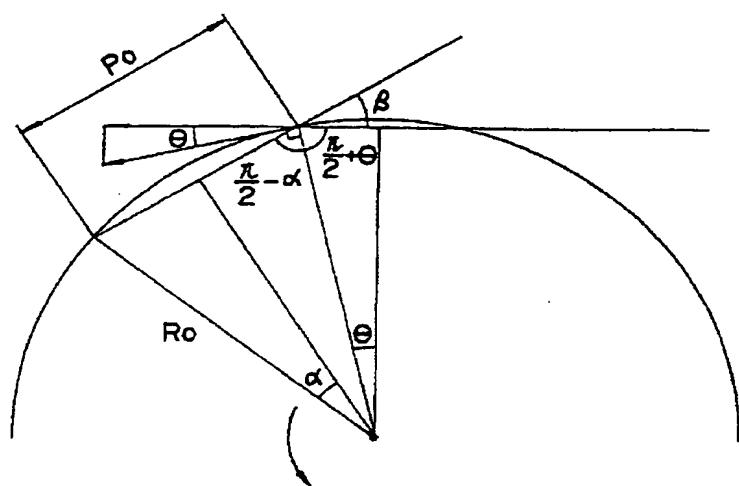
第5図

 $(r_i \sin \alpha_{0i4} = \text{定時})$ 

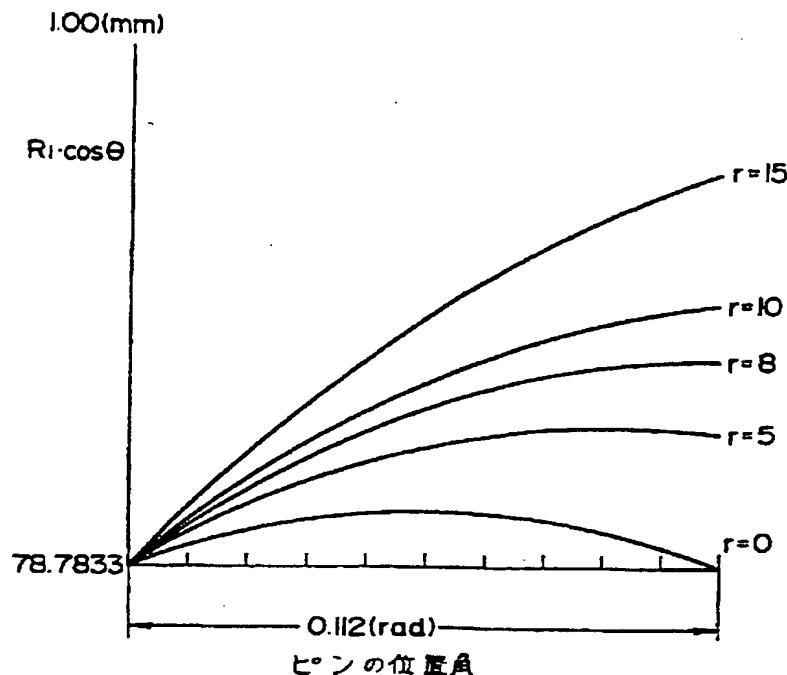
## 第6図



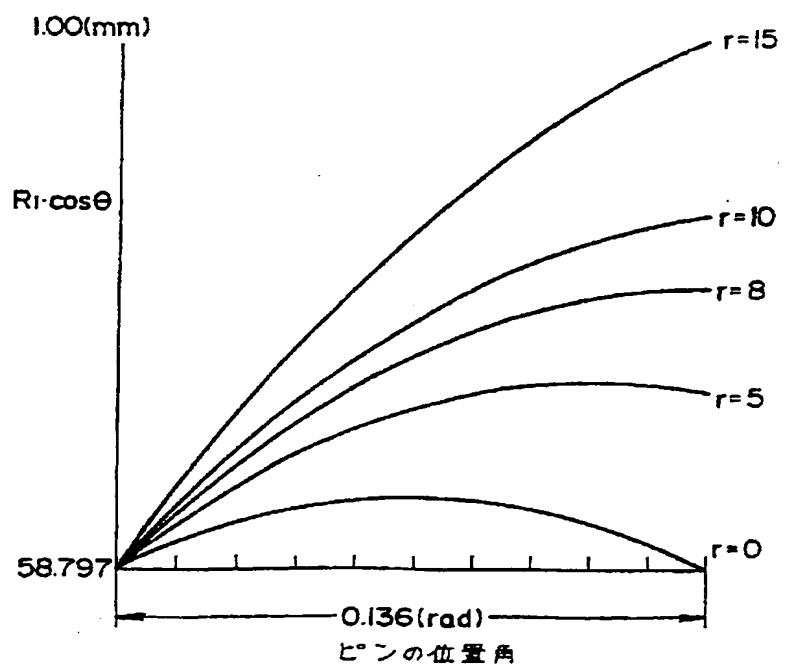
### 第7図



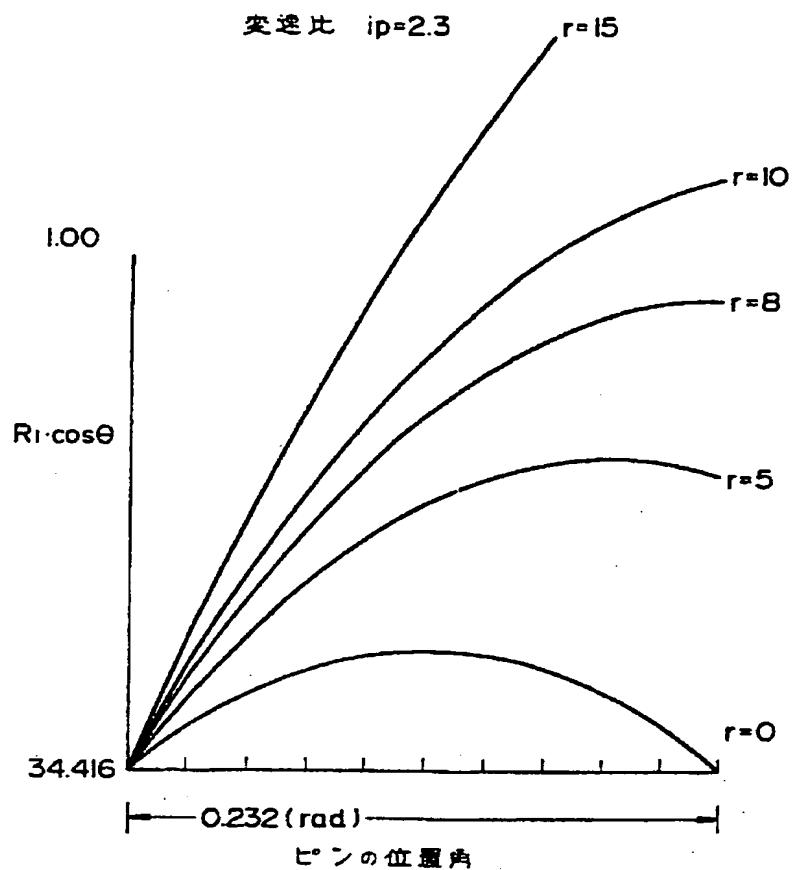
第8図

変速比  $i_p = 0.45$ 

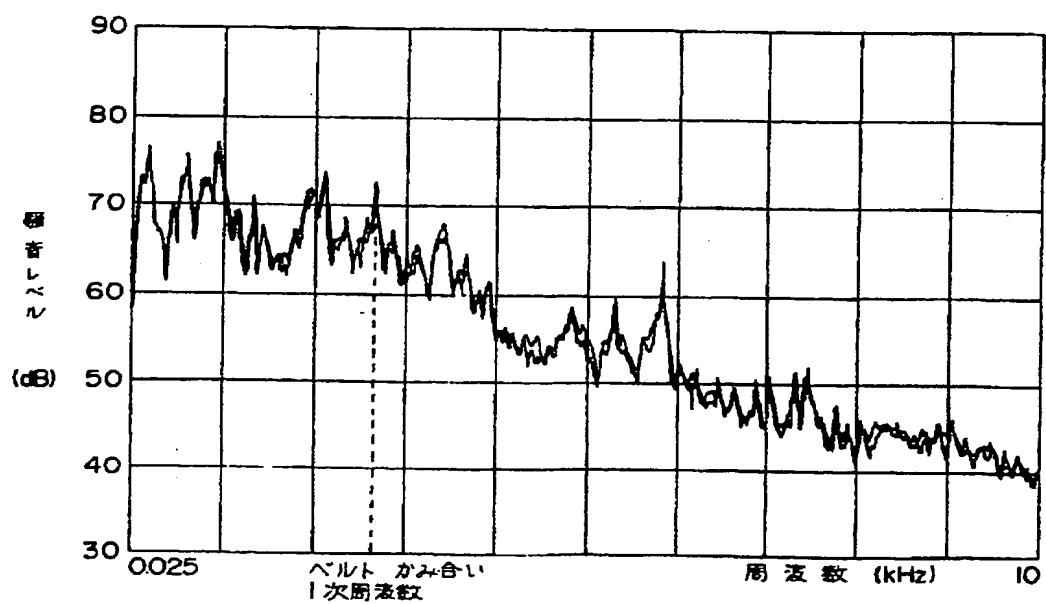
第9図

変速比  $i_p = 1.00$ 

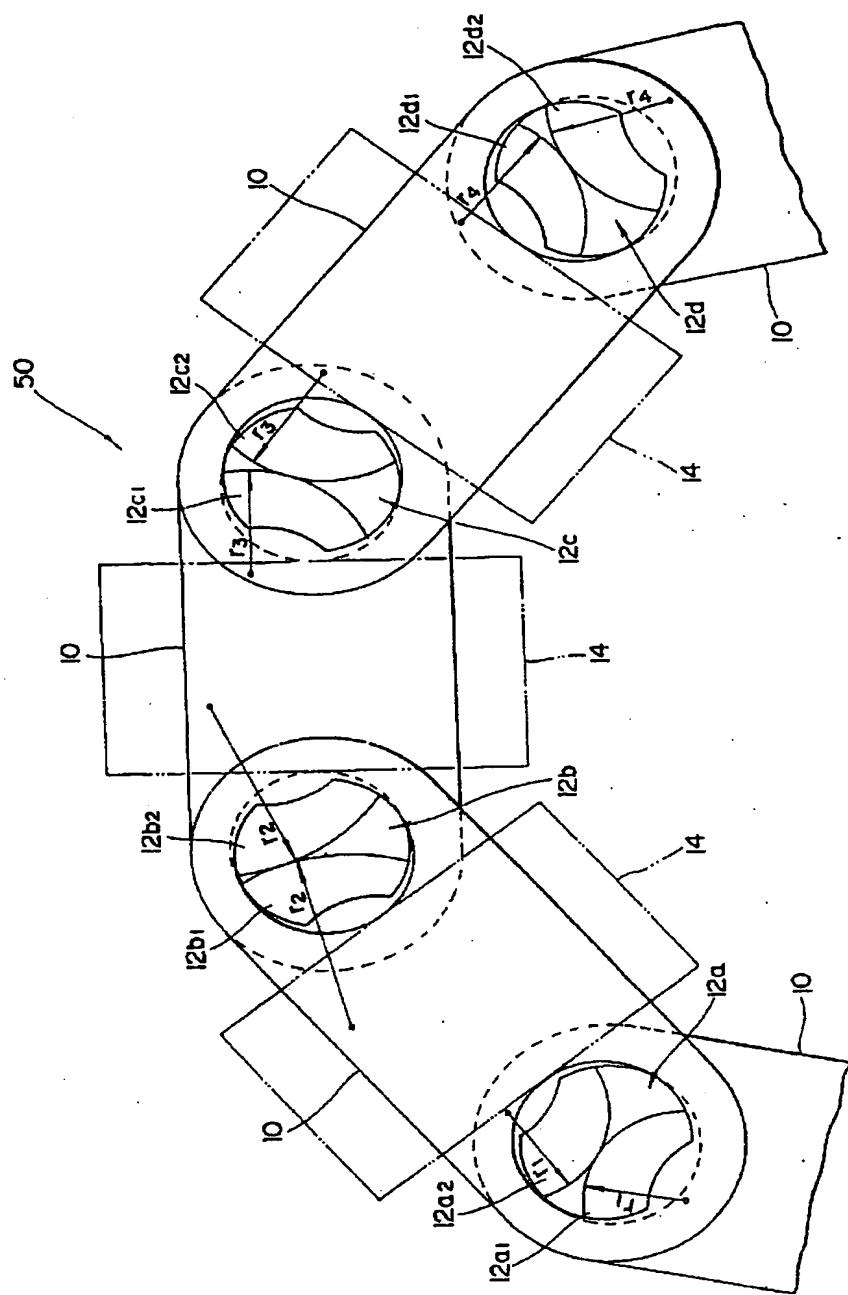
第10図



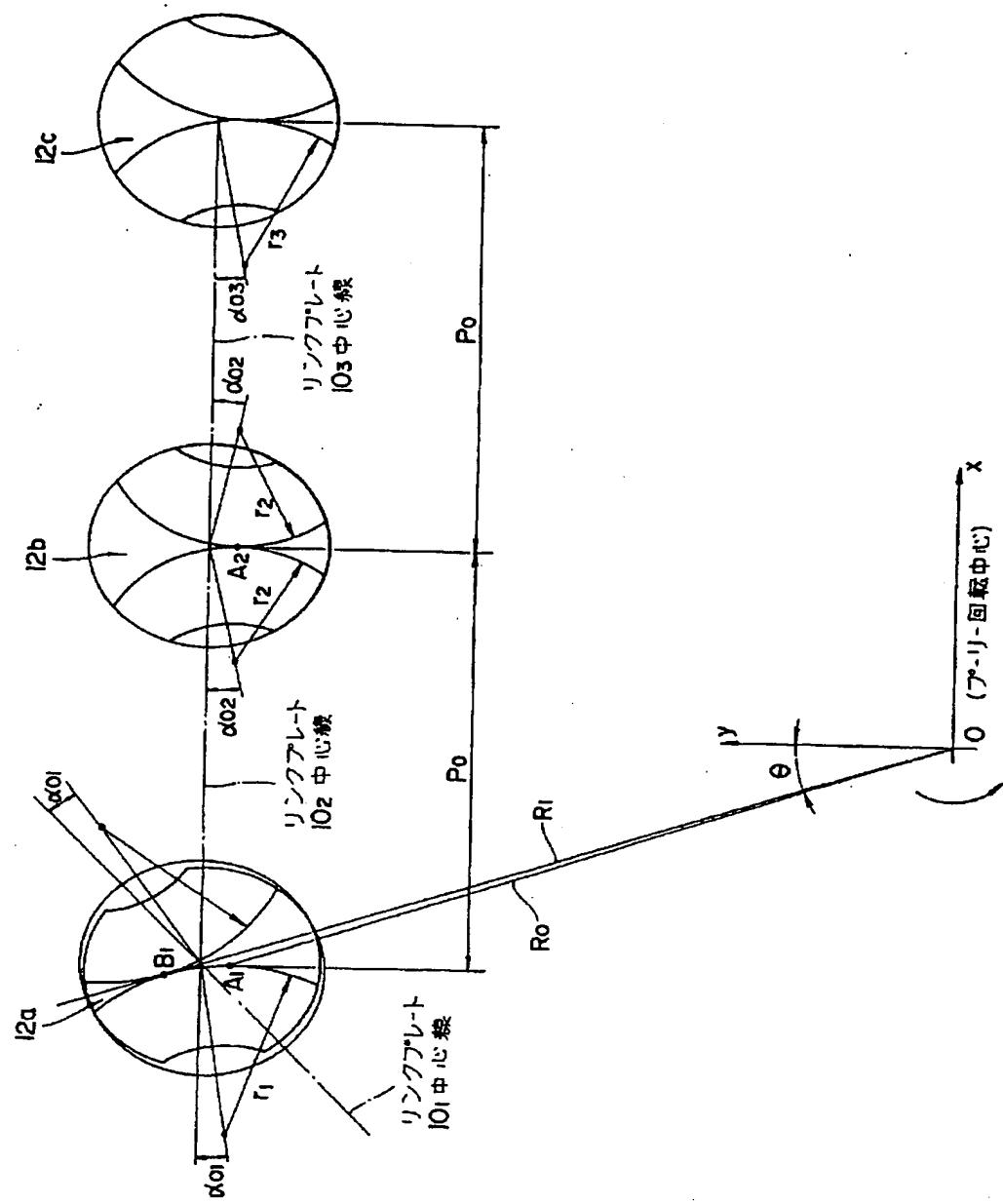
第11図



第1図



第3図



第12図

